

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Animace tvarů kmitů provozních vibrací osobního auta

The Picture Animation Forms of the Operation Deflection Shapes
within the Car

Student:

Bc. Michal Studený

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Ostrava 2009



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Animace tvarů kmitů provozních vibrací osobního auta.

The Picture Animation Forms of the Operation Deflection Shapes within the Car.

Student: Bc. Michal Studený
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 72 Technická diagnostika, opravy a udržování
Pracoviště: Katedra výrobních strojů a konstruování - 340

Zásady pro zpracování:

Provoz strojů se neobejde bez vibrací jako takových, což platí i u osobních automobilů. Je nesporným faktem, že zdroje těchto vibrací jsou různého původu a způsobují řadu komplikací, proto je logické, že je bezpodmínečně nutné danou problematiku řešit.

V rámci zadání zpracujte:

1. Popis možnosti animace provozních tvarů kmitů mechanických soustav. Zdůvodněte aplikaci v konstrukci motorových vozidel.
2. Sestavte model osobního automobilu, popište jeho části a vazby. Určete hlavní zdroje buzení. Naznačte možnost tento model dynamicky řešit (vzájemný pohyb, rezonance).
3. Proved'te experimentální stanovení provozních tvarů kmitů na konkrétním automobilu.
4. Výsledky zhodnoťte a navrhňte obecné principy využití metody animace kmitů v konstrukci osobních automobilů.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: min. 40 stran textu mimo přílohy

Seznam doporučené literatury:

- DÖSSING, O. : *Structural testing Part 1. Brüel & Kjaer*. Handbook BR 0458, Naerum 1988.
DÖSSING, O. : *Structural testing Part 2. Brüel & Kjaer*. Handbook BR 0507, Naerum 1988.
VLK, F. : *Podvozky motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství VLK. Brno 2000.
HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost – II. Vibrodiagnostika*.
VŠB – TU Ostrava 2004, I. Vydání, 178 s., ISBN 80-248-0650-9

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Pavel Němeček
Datum zadání diplomové práce: 10. listopadu 2008
Akademický rok: 2008/2009



.....
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 10. listopadu 2008

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было сједнáно, же с VŠB-TUO, в пріпадѣ зájму з její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было сједнáно, же užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же оdevздáнііі své práce souhlasím se zveřejněníм své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Anotace diplomové práce

STUDENÝ, M. Animace tvarů kmitů provozních vibrací osobního auta. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 59 s. Diplomová práce, vedoucí: doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

Diplomová práce se zabývá využitím provozních tvarů kmitů a jejich aplikací na osobním automobilu. V úvodní teoretické části jsou popsány základní pojmy z této oblasti. V praktické části bylo provedeno měření provozních tvarů kmitů ve vybraných bodech na automobilu. Na základě provedeného měření byla vizualizována animace tvarů kmitů ve zvoleném frekvenčním pásmu a byl posouzen vliv tvarů. Závěr diplomové práce obsahuje diskuzi získaných výsledků, zhodnocení metody a její praktické využití.

Annotation of thesis

STUDENÝ, M. The Picture Animation Forms of the Operation Deflection Shapes within the Car. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 59 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Pavel Němeček

This thesis deals with the usage of operation deflection shapes and its application on a car. There are basic terms described in the opening theoretical part of this area. The practical part is focused on the measuring of operation deflection shape, which is made on the selected points on a car. Based on measurement the animation of deflection shapes has been visualized in the selected frequency range and also the influence of shapes has been considered. The end of this thesis consists the discussion about the gained results, valuation of the method and its practical usage.

Obsah

Obsah	7
Seznam použitých symbolů	8
1. Úvod	9
2. Vibrační diagnostika	10
2.1. Metody zpracování vibračního signálu	11
2.2. Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů	13
2.3. Obecná aplikace provozních tvarů kmitů	21
2.4. Postup měření provozních tvarů kmitů	22
2.5. Rezonance	23
2.7. Snímače vibrací	26
2.8. Upevnění snímačů	29
3. Příčiny vzniku vibrací osobního automobilu	30
4. Aplikace metody provozních tvarů kmitů v konstrukci automobilů	32
4.1. Postup aplikace provozních tvarů kmitů	33
4.2. Osobní automobil	34
4.3. Návrh metody provozních tvarů kmitů	36
4.4. Volba snímače vibrací	38
4.5. Návrh geometrického modelu	40
4.6. Volba měřících směrů	43
4.7. Metodika měření	45
5. Vyhodnocení měření	48
6. Závěr	52
7. Literatura	53
Seznam příloh	55

Seznam použitých symbolů

a	zrychlení	[m.s ⁻²]
f	frekvence	[Hz]
i	libovolný stupeň volnosti	[-]
j	referenční stupeň volnosti	[-]
m	hmotnost	[kg]
π	Ludolfovo číslo	[-]
$\{\varphi\}_r$	vlastní tvar kmitu	[-]
Q_r	modální odezva	[-]
r	reziduální člen	[-]
Σ	suma	[-]
t	čas	[s]
T	perioda	[s]
T_{ij}	transmisibilita	[-]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
ω	kruhová frekvence	[s ⁻¹]
x	libovolný symbol	[-]
x	obecné vyznačení výchylky	[m]
X	amplituda signálu	[m]
ξ	veličina polohy	[-]
y	výchylka	[m]
Y_{ef}	efektivní hodnota	[-]

1. Úvod

Měření vibrací patří mezi základní diagnostická měření v praxi. Základním dokumentem, který popisuje obecné požadavky pro hodnocení vibrací různých druhů strojů na základě měření vibrací na nerotujících částech, je norma ČSN ISO 10816.

Diagnostika nám poskytuje objektivní informace o stavu stroje a na základě vyhodnocení je možno rozhodnout o požadavcích na údržbu. Je možné stanovit její rozsah a tím prodloužit a zajistit provoz daného zařízení. Přínosem je snížení počtu neočekávaných závad.

Používání vibrodiagnostických metod v průmyslu se neustále rozšiřuje, byla vyvinuta a zavedena nová technika měření chvění, která pokrývá všechny potřeby měření a zkoušení moderních strojů a jiných zařízení.

Existuje mnoho měřících metod, které se dají více či méně úspěšně použít při řešení jednotlivých problémů. Nejběžnější metodou sledování vibrací je měření celkových vibrací stroje. Slabé chvění se může díky přenosovým cestám stát zdrojem silného mechanického chvění a hluku.

Ve většině případů se v průmyslu nacházejí stroje rotační. Z toho je patrné, že vznikají síly, jež mají na svědomí různé problémy. Jedná se o nevývahy a vibrace, které mají za následek např. zvýšení opotřebení stroje.

Hlavním cílem technické diagnostiky je využít všechny dostupné informace o stavu diagnostikovaného objektu bez demontáže, za jeho běžného, popř. extrémního nastavení podmínek provozu.

2. Vibrační diagnostika

Vyhnut se mechanickému chvění je v praxi téměř nemožné. Příčinami mechanického kmitání jsou dynamické síly vznikající provozem, vůlí pohyblivých součástí, převodovek, styku dílů nebo mechanismů.

Při tomto kmitání hmotné body nebo tuhá tělesa vykonávají vratný pohyb kolem klidové rovnovážné polohy. Chvění může často vyvolávat rezonance jiných součástí a dílů, a tak se stát zdrojem silného mechanického kmitání. Z důvodu, že většina strojů je založena na rotující bázi, se jeví ve většině případů jako nejvhodnější použití vibrační diagnostiky.

Vibrace můžeme rozdělit do dvou základních kategorií:

- **vibrace žádoucí** - zde patří například reproduktory, ladička, bourací kladivo atd.
- **vibrace nežádoucí** - rotující stroje, motory atd. Tyto vibrace zapříčiňují poruchy strojů a mají za následek zvýšení nákladů na údržbu, z tohoto důvodu se jim snažíme předcházet.

2.1. Metody zpracování vibračního signálu

Metoda FFT (Fast Fourier Transformation)

Rychlá Fourierova transformace, označovaná jako FFT je základní a jednou z nejpoužívanějších metod pro práci s vibračním signálem. Znázorňuje v průběhu signálu periodické děje, které potom zobrazuje ve frekvenčních spektrech. Frekvenční spektrum časového signálu je zobrazení v souřadnicích amplituda - frekvence. Spektrum FFT je velmi užitečným nástrojem.

Pokud víme, že se závada projeví při určitých frekvencích, sledujeme změny amplitud v těchto frekvenčních spektrech. Když se strojem není něco v pořádku, jsou spektra FFT schopné poskytnout informace, které nám napomáhají závadu lokalizovat, určit jejich příčinu vzniku a pomocí trendování určit, za jak dlouho se může vyskytnout kritický problém pro stroj. Naměřené hodnoty jsou analyzovány a zobrazovány pomocí zařízení pro monitorování stavu vibrací – analyzátoru vibrací.

Měření celkových vibrací

Pro celkové posouzení [1] vibračního chování stroje a jeho vibračního zatížení je třeba posoudit celkové kmitů ve frekvenční oblasti 10 - 1000 Hz a to pro různé frekvenční rozsahy. Intenzitou kmitů se potom rozumí největší hodnota naměřená na funkčně nejdůležitějším místě stroje.

Měřením celkových vibrací stroje nebo jeho částí a porovnáním této hodnoty s její normální úrovní podle různých směrnic a norem dává možnost získat okamžitou a objektivní informaci o chování stroje a jeho technickém stavu.

Kepstrální analýza

Název kepsralní analýza [2] vznikl přesmyčkou ze slova „spektrum“ na „kepsrum“. Je to metoda, která hledá periodické děje ve frekvenčním spektru, tzn. pravidelně se opakující rozdíly mezi sousedními frekvenčními čarami.

Kepstrální analýza je pomůckou pro orientaci diagnostika v naměřeném spektru. Je vhodná především pro diagnostiku převodovek, pro identifikaci amplitudové a frekvenční modulace.

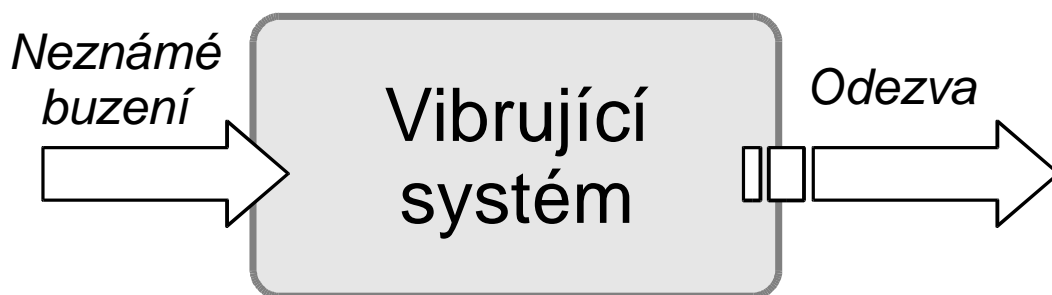
Provozní tvary kmitů (Operation Deflection Shapes)

Tato metoda je podrobněji rozepsána v následující kapitole 2.2.

2.2. Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů

Provozní tvary kmitů, také strukturální stroboskopie nebo PTK, slouží k určení vibračního chování struktur při provozních podmínkách. Metoda se opírá [1] o využití softwarových prostředků pro animaci, které byly původně vyvinuty pro znázornění vlastních kmitů, stanovených metodou modální analýzy. Při animaci se skutečný pohyb zesílí tak, aby amplitudy byly vnímatelné lidským okem, a pohyb je zpomalen na nízkou frekvenci. Lze tedy říci, že principem této metody je spojení měření se softwarovým zpracováním spekter vibrací.

Provozní tvary kmitů je metoda, která umožňuje názorným způsobem pomocí animace vibračního pohybu sledovat dynamické vlastnosti strojních zařízení přímo v pracovních podmínkách. Umožňuje odhalit příčiny poruch a napomáhá při zkvalitnění konstrukce. Průběh měření nijak neomezuje stroj v jeho činnosti, omezující nejsou ani rozměry a tvar měřeného objektu.



Obr. 1 Vibrující systém

Protože pochopení děje tvoří maximum z celé cesty k možnému řešení, může vizualizace dynamického chování pomocí provozních tvarů kmitů vést technika k bodu na struktuře, ve kterém lze provést modifikaci, tak aby byl vyřešen problém hluku, vibrací, byla potlačena únava, zmenšeno opotřebení, nebo aby byly řešeny s tím spojené problémy.

Provozní tvary kmitu [7] mohou být měřeny přímo pomocí relativně jednoduchých prostředků. Při každé frekvenci, která nás zajímá, se z měření určuje relativní amplituda a relativní fáze. Amplitudy a fáze jsou potom sestaveny do vektorů (jeden pro každou frekvenci), které představují relativní provozní tvary kmitu při dané frekvenci.

K experimentálnímu zjišťování provozních tvarů kmitů není potřeba měřit ani buzení, ani frekvenční přenosy, obr. 1. Měří se pouze vibrační odezvy ve vybraných bodech.

Provozní tvary kmitu lze rovněž určit z matematického modelu (modálního modelu) za předpokladu, že jsou k dispozici okrajové podmínky a známe-li provozní síly. Jestliže však je cílem studie určité soustavy při jednom nebo několika specifických stavech, potom je přímé měření rychlejší, jednodušší a přesnější než analytický výpočet, nemusíme zavádět žádné předpoklady, jako je předpoklad linearity.

Analýzu provozních [8] tvarů kmitů můžeme rozdělit do třech typů:

Spektrální PTK – jsou používány ke zjišťování frekvenčního spektra dané struktury pro specifické frekvenční, nebo řadové složky. Pro frekvenční zjišťování složek se používá FFT analýza a signály musí být ustálené. Pro řadové zjišťování složek se používá řadové sledování k vyloučení spektrálních složek v případě téměř nehybných podmínek. PTK různých spektrálních složek (frekvenčních nebo řadových) jsou následovně extrahovány, zobrazeny v tabulce a animovány.

Časové PTK – jsou používány ke zjištění vibračního modelu struktury jako funkce času. Na rozdíl od spektrální PTK a PTK při rozběhu / doběhu, kde vibrační spektrum zjišťujeme frekvenčně nebo řadově, časové PTK zahrnují všechny frekvence vibračního spektra. Tato metoda je velmi užitečná k získání celkových PTK v daném bodě v čase, jakkoliv je signál spojitý nebo přechodový.

PTK při rozběhu / doběhu – jsou používány ke zjišťování vibračního spektra určitých řadových složek, jako funkce rychlosti otáčení. Řadové složky, buď jedna nebo druhá, mohou být složitě rozděleny frekvenčními nebo řadovými spektry. PTK rozběhu / doběhu je velice užitečná ve vztahu hluku a vibrací k rotačním částem motoru.

Výhody a nevýhody provozních tvarů kmitů

Mezi hlavní výhody patří:

- velké množství sdělených informací,
- krátký čas mezi zadáním úlohy a stanovením výsledku,
- relativní jednoduchost při aplikaci,
- srozumitelnost všem osobám, které mají nějaký vztah ke strojnímu zařízení (konstruktér, prodejce, majitel, obsluha, údržba).

Mezi nevýhody lze zařadit:

- prozatím malé rozšíření v praxi,
- nároky na znalosti, praxi a zkušenosti operátorů,
- po dobu měření musí být měřený signál stabilní.

2.2.1. Definice a terminologie

Jednoduchá soustava, která má vynucené kmitání v důsledku libovolného buzení. Na obr. 2 je jednostranně vetknutý nosník a $x(\xi, t)$ označuje spojitou funkci vynucené výchylky v jedné souřadnici x jako funkci polohy ξ a času t .

Jestliže chceme popsat vynucenou výchylku, použijeme konečný diskrétní popis, vzorkovaný jak v čase, tak v prostoru, místo, abychom použili spojitou funkci. Potom $\{x(t)\}$ označuje tvar vynucené průhybovky, což je vektor, ve kterém prvky reprezentují časový průběh výchylky v každém definovaném bodě a definovaném směru, neboli v každém definovaném stupni volnosti. Zde x je libovolný symbol, který může

reprezentovat výchylku v libovolné souřadnici. Určité místo ve vektoru se vztahuje k definovanému stupni volnosti na struktuře.

2.2.2. Rozklad pomoci modální analýzy

Tvar vynucené průhybovky [4] u lineární soustavy lze popsat jako lineární kombinaci jejích vlastních tvarů kmitu.

$$\{x(t)\} = \sum \{\Phi\}_r q_r(t) \quad (1)$$

Libovolný tvar kmitů lze pomocí modální analýzy rozložit na jednoznačné tvary kmitů. Příklad rozložení je znázorněn na obr. 2 vpravo. Nebo jsou-li již modální parametry známy, lze deformaci určit analyticky simulací tak, že necháme na modální model působit odhadnutý vektor buzení. Je nutno si povšimnout, že $\{\Phi\}_r$, tj. vlastní tvar kmitu, je časově neproměnný popis relativních výchylek (tvar kmitů nekmitá!) a je to kvalitativní vlastnost daného systému. Časová proměna je v měřítkovém koeficientu rovnice (1), v zevšeobecnělé neboli modální odezvě $q_r(t)$.

2.2.3. Rozklad pomoci provozních tvarů kmitu

Tvar vynucené průhybovky [4] může být rovněž rozložen na provozní tvary kmitu:

$$\{x(t)\} = \{X\}_{f_0} \sin(2\pi f_0 t) + \{r(t)\} \quad (2)$$

$\{X\}_{f_0}$ obsahuje sinusovou část vibrací a reziduální vektor $\{r(t)\}$ obsahuje zbývající vibrace při jiných frekvencích. Příklad rozložení je na obr. 2 vlevo.

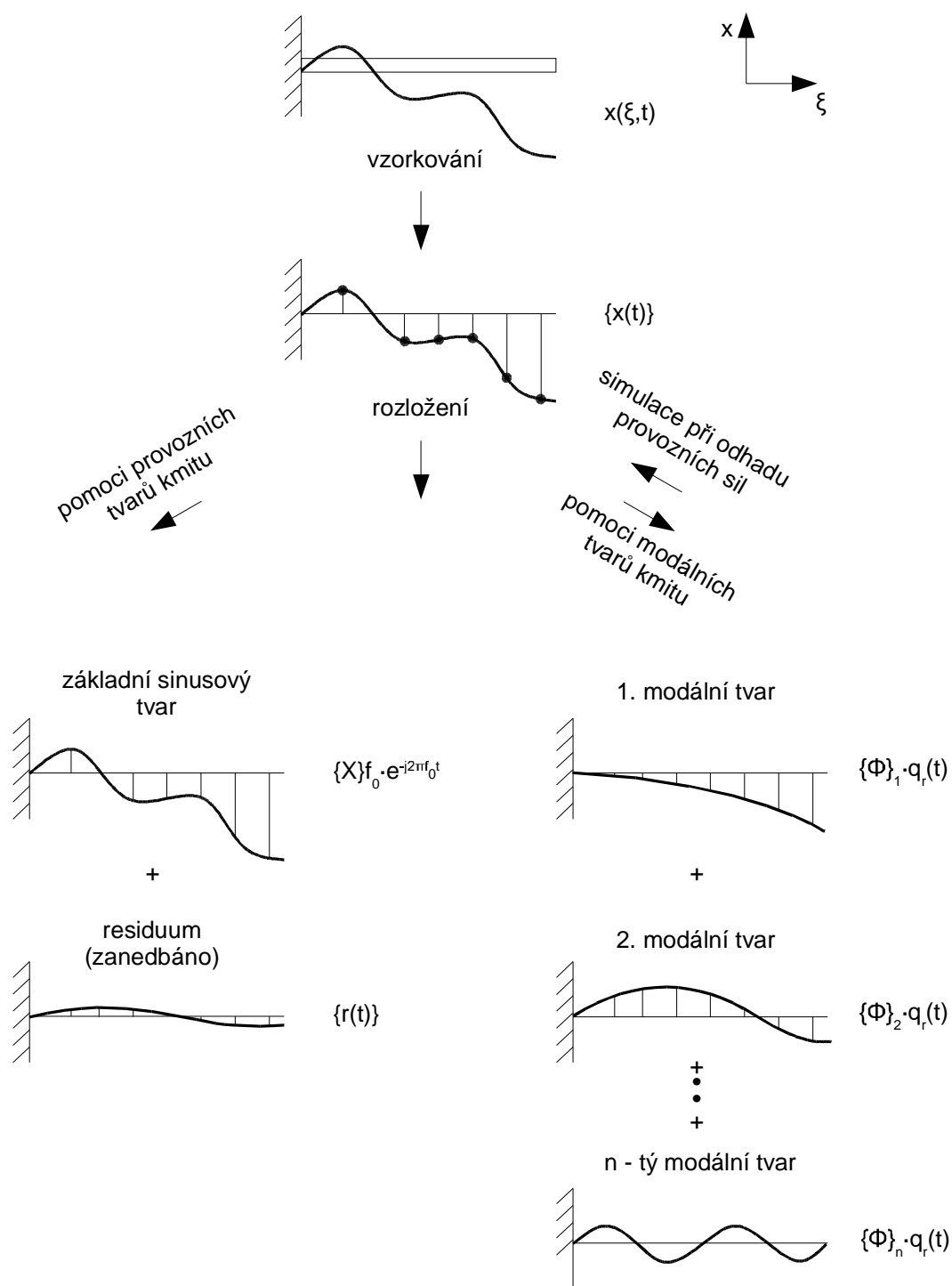
Provozní tvar kmitu není jedinečný ve stejném smyslu slova jako modální tvar. Provozní tvar kmitu je závislý na provozních podmínkách a na volbě frekvence, a je tedy platný jen pro jedny určité podmínky. Jak dobře provozní tvar kmitu prezentuje $\{x(t)\}$ závisí na tom, jak čistě sinusová je odezva. Pro velmi širokou třídu praktických problémů hluků a vibrací zkušenost ukazuje, že velká část vibračního výkonu je obsažena v jedné frekvenční čáře a tudíž reziduální člen $\{r(t)\}$ v rovnici (2) se stává zanedbatelným. Při řešení problémů s vibracemi nebo hlukem je to stejně pravdivé u

periodických vynucených problémů i pro případ náhodně buzených módů (rezonanční problém). Pokud však vibrační spektrum obsahuje více významných frekvenčních čar, například harmonických složek, potom lze rovnici (2) rozvinout tak, aby obsahovala sumu provozních tvarů kmitu.

2.2.4. Vlastní tvary kmitu a provozní tvary kmitu

Z předchozího je jasné, že provozní tvar kmitu je lineární kombinace modálních tvarů. Avšak je-li budící frekvence blízko modální frekvence a jsou-li modální tvary struktury dobře odděleny, potom se podíl ostatních módů může stát bezvýznamný a provozní tvar kmitu může mít stejné rozložení výchylky jako příslušný modální tvar. Rozdíl je v tom, že provozní tvar kmitu má absolutní amplitudy vibrací na rozdíl od modálního tvaru, který má relativní amplitudy vibrací.

Modální tvar bez měřítka lze získat u lehce vázaných struktur měřením provozních tvarů kmitu při modálních frekvencích. Je třeba však mít na paměti, že takovými technikami nezískáme modální model, jelikož neznáme měřítko, a že tyto techniky fungují pouze u nevázaných módů, protože nelze aplikovat žádnou techniku pro modální analýzu pozici.



Obr. 2 Vzorkování signálu

2.2.5. Měření provozních tvarů kmitu

Přístup systémové analýzy

Při systémové analýze se předpokládá linearita systému a vytváří se hybridní technika. Modální zkouška na objektu dává modální tvary v měřítku, modální frekvence a tlumení. Toto jsou parametry pro úplný dynamický matematický model, tzv. modální model. Provozní tvar kmitu lze matematicky simulovat tak, že model zatížíme předpokládanými provozními silami.

Problémem při aplikaci této techniky je sestavení reprezentativních funkcí pro budící síly, tj. funkcí pro kvantitativní budící síly, definované v prostoru co do velikosti i fáze. Přes tyto potíže dává tato technika dynamický model pro simulaci mnoha podmínek. Ukázala se jako cenný analytický nástroj při mnoha aplikacích.

Přístup signálové analýzy

Přímé měření provozních tvarů kmitu ve stacionárních podmínkách je vhodnější v mnoha situacích:

- když nás zajímá pouze jeden provozní stav, nebo několik provozních podmínek lze těžko zdůvodnit modální zkouškou,
- když jsou provozní síly nepozorovatelné nebo nedefinovatelné, potom nemůžeme vědět, jak zatěžovat model,
- když se očekává, že struktura je výrazně nelineární a není k dispozici parametrická modelovací technika.

Přímé určení provozních tvarů kmitu vyžaduje měření množiny odezvových signálů, prostorově rozložených po té části soustavy, která nás zajímá. Odezvy měříme postupně.

2.2.6. Metodu provozních tvarů kmitů lze aplikovat dvojím způsobem

- **jako jednokanálovou**

Zaznamenává se přímo [12] amplituda a fáze dominantní složky, ovšem s rizikem, že měření je zatíženo nevykompenzovanými odchylkami.

Tento způsob je vhodný u pracovišť, která nejsou vybavena dvoukanálovým analyzátozem a dále v těch případech, kdy pracovní prostředí zabraňuje nebo značně ztěžuje aplikaci dvoukanálového způsobu (silná elektrická pole, prašné nebo vlhké prostředí atd.). Tomuto způsobu je dáвана přednost ve většině řešených případů.

- **jako dvoukanálovou**

Měření se provádíme dvoukanálovým analyzátozem, kdy se měří pohyb konstrukce v referenčním bodě a zkušebním bodě, zjišťovanou veličinou je transmisibilita T_{ij} , která definuje relativní výchylky na konstrukci. Při každé frekvenci, která nás zajímá, se z těchto měření určuje relativní amplituda a relativní fáze. Amplitudy a fáze jsou potom sestaveny do vektorů (jeden pro každou frekvenci), které představují relativní provozní tvary kmitů při dané frekvenci. Absolutní provozní tvar kmitu se potom získá tak, že se relativní provozní tvar kmitu násobí absolutní odezvou, která je měřena referenčním snímačem.

Transmisibilita

Definujeme transmisibilitu [7], takto:

$$T_{ij}(f) = \frac{x_i(f)}{x_j(f)} \quad (3)$$

kde j je referenční stupeň volnosti a i je libovolný stupeň volnosti. $T_{ij}(f)$ je poměr mezi Fourierovým spektrem zkušebního stupně volnosti a spektrem referenčního stupně volnosti.

S jedním vstupem je transmisibilita poměr mezi dvěma frekvenčními funkcemi. Popisuje dynamické vlastnosti cesty mezi stupněm volnosti i a j a provozní silou. Při vícenásobných vstupech můžeme transmisibilitu považovat za poměr dvou lineárních kombinací spekter provozních sil.

Praktický odhad $T_{ij}(f)$ může být proveden při použití libovolného způsobu odhadu frekvenční funkce. Protože se předpokládá, že koherence je jednotka, libovolný způsob odhadu musí dát stejný výsledek při frekvencích, které nás zajímají.

2.3. Obecná aplikace provozních tvarů kmitů

Pro aplikaci metody provozních tvarů kmitů je nutné předpokládat, že daný objekt:

- pracuje v ustáleném režimu,
- ve frekvenčním spektru kmitání jednotlivých bodů dominují určité frekvence,
- rozložení budících účinků je neznámé, avšak jejich rozmístění, amplituda a fáze zůstávají během měření konstantní.

Pak je možné [9] zviditelnit pohyb ve zvolených bodech struktury pro vybrané frekvenční složky odměřených spekter vynucených kmitů odměřením frekvenčních spekter - transmissibility.

2.4. Postup měření provozních tvarů kmitů

- Definování geometrického modelu

Nejprve se na měřeném objektu určí souřadný systém a definují body, pro které bude prováděno měření. Je vhodné definovat složitější model a následně jej zjednodušovat.

- Definování měřících směrů

Při volbě stupňů volnosti se nesmí zanedbat ani zdánlivě malé kmitání v jakémkoliv směru, i když toto kmitání není ve směru dominantním. Je to důležité na začátku měření, kdy není znám jeho výsledek, proto je nutné měřit všechny tři směry.

- Zjištění dominantní frekvence

Zjištění takového místa se stálým a silným signálem, na který bude připevněný referenční snímač. Referenční snímač používáme také ke stanovení transmissibility.

- Měření za pomoci počítačového softwaru

Měření probíhá tak, že se jeden snímač (referenční) umístí na silný signál a druhý snímač postupným přemisťováním měří všechny měřící směry. Výsledkem jsou frekvenční spektra a fáze vzhledem k referenčnímu směru.

- Analýza naměřených hodnot

Z naměřených frekvenčních spekter a fáze vybereme ty frekvence, na kterých bude možná aplikace počítačové animace.

- Zviditelnění pomocí animačního programu

Po výběru frekvencí je za pomoci počítačového programu pro animaci drátový model rozpořívován s vyšší amplitudou a nižší frekvencí tak, aby byla animace dobře viditelná.

Volba složitosti drátového modelu určuje počet měřících směrů. Existují dva přístupy k jeho tvorbě:

Kompletní model - posuzuje chování strojního celku, nebo jeho jednotlivých částí.

Částečný model – posuzuje chování jednotlivých částí stroje, nebo zjišťuje přenos vibrací do základny. Částečný model slouží např. k porovnávání různých konstrukčních úprav.

2.5. Rezonance

Vibrace a hluk jsou spolu úzce spjaty. Jednoduše lze říci, že hluk je částí vibrační energie vyvolané strukturou jako kolísání tlaku.

Nejvíce problémů s hlukem [11] a vibracemi je spojeno s rezonancí. Rezonance vzniká, když se provozní dynamické síly přiblíží vlastní frekvenci struktury a nastávají rezonanční problémy. Důležitým faktorem je tření, které snižuje vibrace při rezonanci, tzn., způsobuje tlumení. Vzhledem k tomu, že nikdy neznáme úroveň tlumení, řídíme se následující úmluvou:

Pracovní otáčky by měly mít odstup $\pm 30\%$ od rezonanční frekvence. Totéž platí i pro další budící síly, které vznikají činností stroje.

Problém s rezonancemi lze řešit změnou pracovních otáček, změnou tuhosti konstrukce a konstrukční řešení tlumení vibrací.

2.6. Měřené veličiny provozních tvarů kmitu

Mezi nejdůležitější parametry měření metody provozních tvarů kmitů patří tyto veličiny:

- **Výchylka** - je okamžitá vzdálenost kmitajícího bodu od jeho klidové polohy.

$$y = \frac{a}{4\pi^2 \cdot f^2} = \int v \cdot dt \quad [m] \quad (4)$$

- **Rychlost** - tj. rychlost, se kterou se mění výchylka.

$$v = \frac{a}{2\pi \cdot f} = \int a \cdot dt \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5)$$

- **Zrychlení** - je rychlost změny rychlosti závislosti na čase.

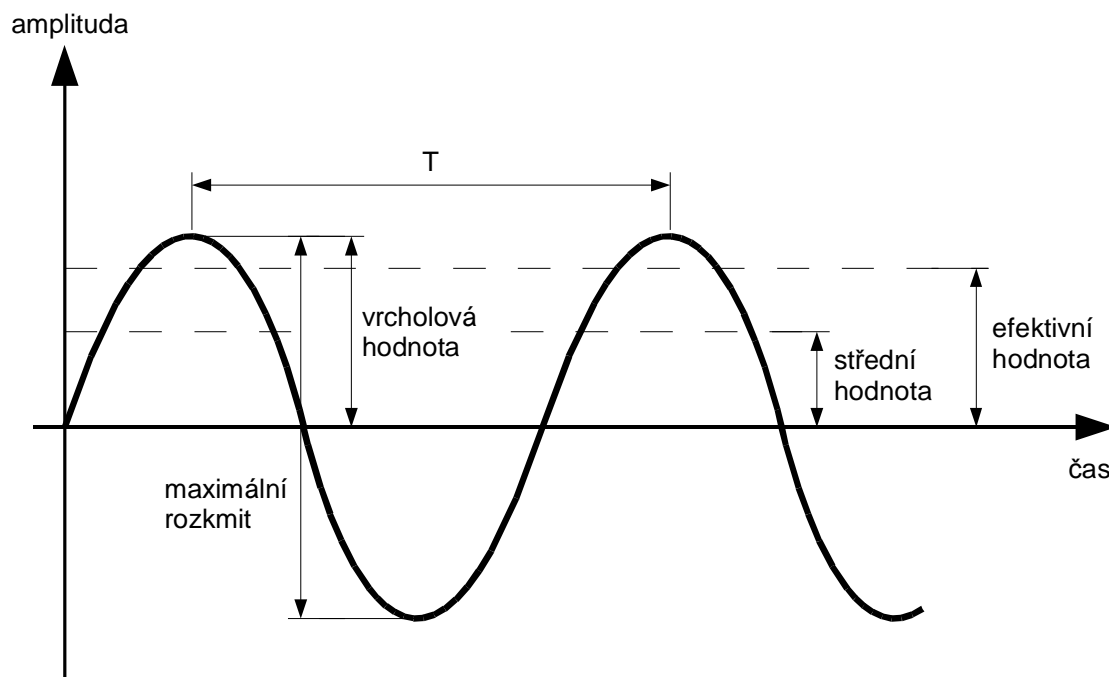
$$a = \omega \cdot v = \omega^2 \cdot y \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (6)$$

- **Fáze** - je úhlová vzdálenost. Jednotkou je [rad] nebo [°].

- **Frekvence** - je počet cyklů kmitavého pohybu za jednu sekundu.

$$f = \frac{1}{T} \quad [Hz] \quad (7)$$

- **Amplituda** - je měřítko energie nebo pohybu kmitajícího předmětu, pomáhá definovat závažnost vibrací.

*Obr. 3 Sinusový signál*

Další důležité parametry použité při vibrační diagnostice:

- **Maximální rozkmit**

Je označován jako dvojitá amplituda nebo hodnota špička-špička (obr. 3), je důležitou hodnotou, protože udává největší rozkmit hodnocené vlny a její použití je výhodné zejména tam, kde je z hlediska maximálně přípustného mechanického namáhání a konstrukčních vůlí důležitá výchylka chvění.

- **Vrcholová hodnota**

Popisuje amplitudy krátkodobých jevů, mechanických rázů apod. Vrcholová hodnota pouze indikuje přítomnost špičky, ale neodráží časový průběh ani kmitočtové složení hodnoceného měření (obr. 3).

- **Střední hodnota**

Je průměrnou hodnotou amplitudy průběhu vlny. Odráží časový průběh hodnoceného chvění, avšak její praktický význam je omezen tím, že nemá přímý vztah k žádné důležitější fyzikální veličině (obr. 3).

- **Efektivní hodnota**

Je z hlediska kvantitativního hodnocení amplitud chvění nejdůležitější hodnotou, zobrazuje časový průběh a má přímý vztah k jeho energetickému obsahu.

Efektivní hodnota je odvozena matematickou cestou, porovnáváním energií nebo výkonu stejnosměrného a střídavého proudu. U ideální sinusové křivky je efektivní hodnota rovna 70,7 procentům ze špičkové hodnoty signálu (Obr. 10). Vztah pro výpočet střední hodnoty popisuje rovnice.

$$Y_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T y^2(t) dt} \quad (8)$$

Pokud pracujeme se sinusovým signálem, pak jsou tyto způsoby vyjádření amplitudy navzájem v přímém vztahu. Na obr. 3 jsou tyto vztahy znázorněny pro sinusový signál.

2.7. Snímače vibrací

Při měření vibrací [1] by měl výstupní signál co nejpřesněji odpovídat průběhu mechanického kmitání, což je relativně těžký úkol.

Snímače vibrací můžeme rozdělit do několika základních skupin:

- snímače výchylky
- snímače rychlosti
- snímače zrychlení

Výběr snímačů závisí na dané aplikaci, tzn. měřené veličině (výchylka, rychlost, zrychlení), zda má absolutní nebo relativní vibrace, zda provádíme měření na nízkofrekvenčních či běžných frekvenčních vibracích.

Snímače výchylky

Její výstup je přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi rotujícími a nerotujícími elementy stroje. Snímač výchylky je bezdotykové zařízení, které může přímo ověřit vibrační výchylku rotujícího hřídele vůči stacionárnímu ložisku nebo skříni stroje. Snímač dává střídavou složku pro vibrační pohyb a stejnosměrnou složku pro polohu.

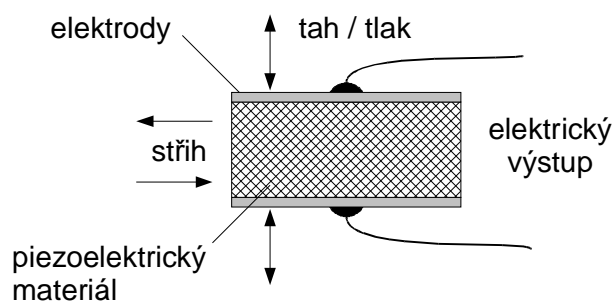
Většina používaných snímačů výchylky pracuje na principu vířivých proudů. Cívka, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud, generuje vysokofrekvenční magnetické pole. Pokud jsou do tohoto pole vloženy elektricky vodivé materiály (např. hřídel stroje), jsou v materiálu generovány vířivé proudy, které berou energii z vysokofrekvenčního magnetického pole.

Snímače rychlosti

Snímač, jehož výstup lze integrovat na výchylku vibrací. Snímač rychlosti je seismické zařízení, které generuje napěťový signál úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Snímače rychlosti se montují na nerotující části stroje. Typický snímač rychlosti má uvnitř cívku, která vlivem vibrací kmitá v poli permanentního magnetu.

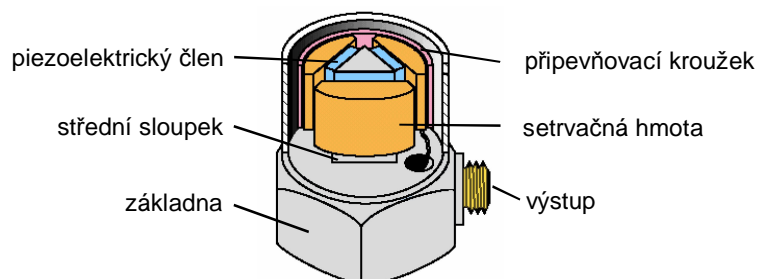
Snímače zrychlení

Je nejpoužívanějším senzorem vibrací, tzv. akcelerometrem. Jeho výstup může být zpracován tak, aby dával libovolnou veličinu (zrychlení, rychlost, výchylku vibrací). Základním prvkem snímače zrychlení je jádro z piezoelektrického materiálu, které generuje při mechanickém namáhání v tahu, tlaku či střihu elektrický náboj přímo úměrný vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Je důležité zvolit takový snímač zrychlení, aby jeho rozsah pokrýval všechny sledované frekvence.

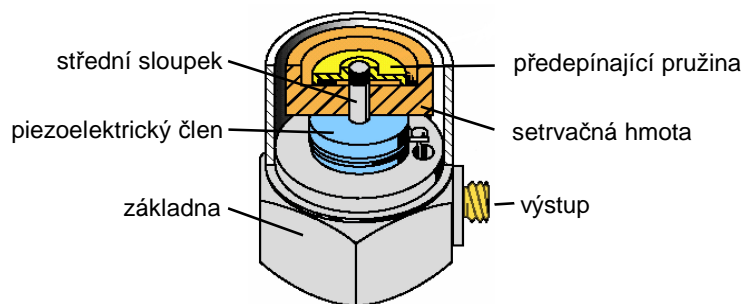


Obr. 4 Provedení snímače zrychlení

V konstrukci snímačů zrychlení podle umístění hmoty piezoelektrického krystalu se používají následující konfigurace, obr. 5, obr. 6:



Obr. 5 Provedení se střihem [14]



Obr. 6 Provedení se stlačením [14]

Zapojení snímače vibrací

Snímač se spojuje kabelem se zesilovačem signálu. Díky zesilovači se zesílený signál usměrňuje na stejnosměrný a je k dispozici pro obvody měřidla. Usměrněný signál se v dalším stupni zpracovává lineárně logaritmickým převodníkem.

2.8. Upevnění snímačů

Správné měření vibrací je závislé na kvalitním přenosu měřeného signálu, to znamená kvalitní způsob upevnění snímačů. Hlavní požadavek je kladen na co nejdokonalejší mechanický kontakt mezi snímačem a povrchem, na který je připevněn. Nedokonalé připevnění snižuje rezonanční kmitočet snímače a výrazně zmenšuje jeho použitelný pracovní frekvenční rozsah (tab. 1). Mechanickým připevněním snímačů se zabývá norma ČSN ISO 5348.

Druhy upevnění snímačů

Speciální šroub – s jeho pomocí dosáhneme na hladkém a rovném povrchu nejlepších výsledků. Závitový otvor v měřeném objektu musí mít dostatečnou hloubku, vylučující možnost dotažení montážního šroubu do dna závitového otvoru.

Včelí vosk – používá se tenká vrstva vosku za předpokladu čistého povrchu snímače a objektu. Je vhodný pro měření na několika místech. Jeho použití je omezeno do teploty 40°C, při vyšších teplotách měkne.

Pojidlo – při opakovaném měření v bodech, kde není možné vrtat a vyřezat díry pro šroub se pomocí epoxidového lepidla přilepí speciální šroub. Toto spojení pak zajišťuje frekvenční rozsah podobný připevnění klasickým šroubem.

Izolovaný šroub a slídová podložka – používá se tam, kde je nutné elektricky izolovat akcelerometr od zkoušeného objektu.

Permanentní magnet – jednoduché řešení, které usnadňuje manipulaci se snímačem. Díky magnetu zajišťuje i elektrickou izolaci od měřeného objektu, nevýhodou je však snížení rezonanční frekvence a tím nemožnost měření signálů s vysokou frekvencí.

Ruční sonda – umožňuje rychlou změnu polohy snímače na měřeném objektu. Je přidržována rukou a slouží k orientačnímu měření.

upevnění snímače	rezonanční frekvence
speciální šroub	31 kHz
včelí vosk	29 kHz
pojídlo	28 kHz
izolovaný šroub	28 kHz
permanentní magnet	7 kHz
ruční sonda	2 kHz

Tab. 1 Rezonanční frekvence

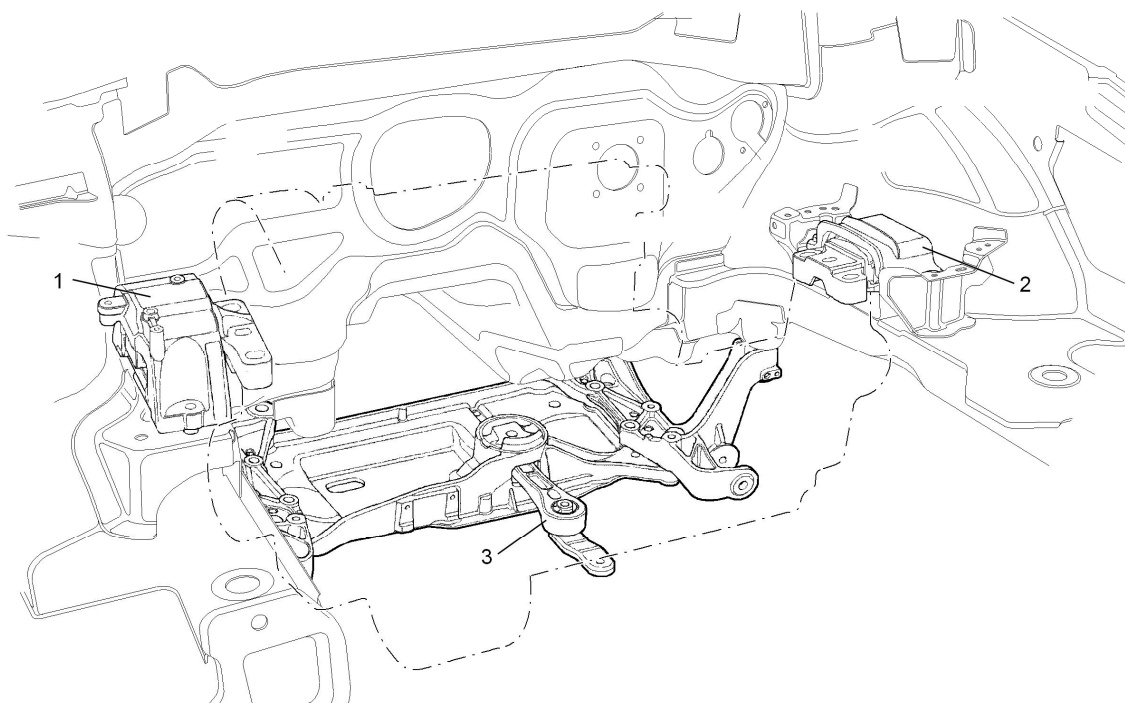
Na upevnění snímače často působí nežádoucí vnější vlivy. Tyto vlivy je potřeba co nejvíce eliminovat a zajistit tak konstantní podmínky pro měření. Současné snímače zrychlení jsou konstruovány tak, aby jejich citlivost k vlhkosti, změnám teploty, radioaktivnímu záření, triboelektrickému šumu a dalším vlivům byla co nejmenší.

3. Příčiny vzniku vibrací osobního automobilu

Cestující ve vozidlech jsou vystaveni vibracím a otřesům, které mohou nepříznivě ovlivňovat organické funkce a také způsobovat zdravotní poškození. Tímto nežádoucím způsobem dochází u řidiče k únavě, která ovlivňuje jeho výkon a snižuje reakční schopnosti, což zvyšuje nebezpečí vzniku dopravní nehody. Pro určení lidské

reakce na mechanické kmitání je rozhodující intenzita kmitání, frekvence, směr a doba působení kmitů.

K vibracím působícím na automobil dochází vlivem provozu. Zdroje vibrací automobilu lze rozdělit do dvou základních skupin. Zdroje závislé na otáčkách motoru a zdroje závislé na působení vozovky za jízdy. Vliv nerovností vozovky, po které se automobil pohybuje, je různý a záleží na typu povrchu. Tyto vibrace se přenáší přes odpružení a tlumiče do karosérie až k řidiči. Tato diplomová práce je zaměřena na přenos vibrací od motoru do karoserie, proto se dále vibracemi způsobenými provozem za jízdy nebudeme věnovat.



Obr. 7 Motorový prostor - uložení motoru a převodovky

Motor a převodovka dohromady tvoří hnací ústrojí automobilu, jsou zdrojem buzení, které nezávisí na pohybu vozidla. Spalovací motory se vyznačují vratným pohybem některých jeho mechanických částí, které vyvolávají setrvačné síly a ty se následně přenášejí do karoserie vozidla. Hnací ústrojí je ve vozidlech uloženo na pryžových elementech. Těmi jsou - lůžko motoru (1), lůžko převodovky (2) a momentová vzpěra (3), zobrazené na obr. 7. Tato pryžová lůžka slouží k utlumení vibrací přenášených do karoserie automobilu. Uložení motoru a převodovky je

rozmístěno okolo osy otáčení hnacího agregátu. Lůžka motoru a převodovky zachycují torzní síly, momentová vzpěra zachycuje tahové a tlakové síly. Tvar konzol uložení je různý a závisí na typu použitého motoru.

Pokud jsou v motoru nedostatečně vyvážené setrvačné síly, musíme zvolit lepší uložení motoru do karosérie, např. uložení s hydraulickým tlumením. Každé tlumení ale odebírá výkon motoru, proto se např. u závodních motorů používá uložení „natvrdo“ bez ohledu na komfort.

Výsledky měření mohou být porovnávány, a tak je možné určit, zda se vibrace nacházejí v přípustných mezích, případně zda problém vyžaduje řešení. Výsledky měření chvění je někdy možné vyhodnotit porovnáním s údaji výrobce. Většinou problém zvýšených vibrací indukuje zhoršení stavu a poškození.

4. Aplikace metody provozních tvarů kmitů v konstrukci automobilů

Pocit pohodlí je při koupi automobilu jedním ze základních ovlivňujících faktorů. V dnešní době provozní hluky a vibrace běžně provozovaných vozidel zásadním způsobem neovlivňují zdraví člověka. Aby bylo dosaženo v automobilech tohoto komfortu, je nutné se při konstrukci automobilu zaměřit nejen na výkon a jízdní vlastnosti, ale vliv všech součástí na vznik vibrací. Vibrace způsobují dodatečné cyklické namáhání dílů vozidel, se kterými je potřeba při jejich návrhu uvažovat. Pro nalezení optimálního řešení je důležité prozkoumat zdroje vibrací i jejich přenosové cesty.

Dnes jsou diagnostické metody používány nejen ke zjišťování stavu zařízení, ale slouží jako nástroj konstruktéra při vývoji. Použití metody provozních tvarů kmitů v konstrukci vozidel na základě graficky znázorněných výsledků lze získat představu o pohybech jednotlivých částí zkoumaného objektu, jeho vzájemných vztazích a dynamických deformacích. Samostatné části automobilu mohou mít dobré výsledky a

nevykazovat žádné problémy, ale problém vzniká při vzájemném působení těchto sestav.

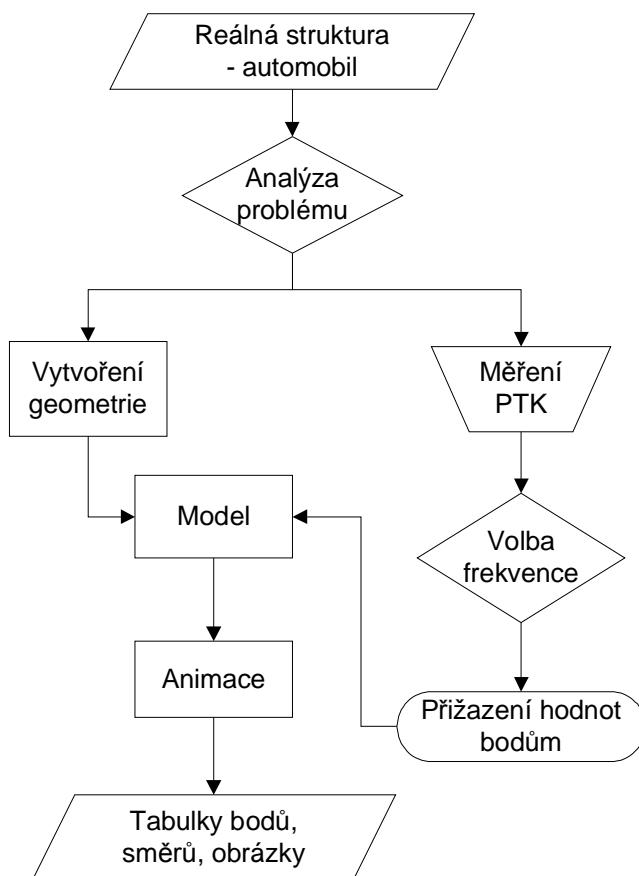
Provozní tvary kmitů umožňují určit způsoby namáhání jednotlivých částí nebo sestav automobilu. Díky tomu je možné při konstrukci zvyšovat jejich tuhost, nebo určit místa pro pružná uložení. Při celkovém posouzení je možné určit tuhost karoserie. Všechny výstupy metody provozních tvarů kmitů lze využít jak při odstraňování závad sériově vyráběných automobilů, tak i v technickém vývoji budoucích modelů.

Při vývoji automobilů se využívá počítačového softwaru nejen ke konstrukci, ale také k simulaci vibračního chování. Při vývoji se však nemůžeme spolehnout pouze počítačovou simulaci, ale je nutné mít data ze skutečného provozu. Naměřená data metodou provozních tvarů kmitů mohou pomoci určit spolehlivost simulačních metod a upřesnit pro ně okrajové podmínky.

4.1. Postup aplikace provozních tvarů kmitů

Aplikace metody provozních tvarů kmitů při praktickém zjišťování spočívá v následujícím postupu:

- definování geometrického modelu
- volba stupňů volnosti
- zjištění dominantní frekvence
- odečet amplitudy a fáze zvolené frekvenční složky
- zobrazení průběhu provozních tvarů kmitů pomocí animace v programu



Obr. 8 Vývojové schéma projektu

Cílem metody provozních tvarů kmitů je dosáhnout zjištění průběhu dynamických vlastností měřeného objektu daných v provozních podmínkách. Návrh projektu metody provozních tvarů kmitů je zobrazen v blokovém schématu na obr. 8.

4.2. Osobní automobil

Pro experimentální zjišťování provozních tvarů kmitů byl zvolen automobil značky Škoda Auto a.s., model Octavia (obr. 9) druhé generace vyráběný od roku 2004.

Škoda Octavia je automobil nižší střední třídy a podle tvaru karoserie jej řadíme do skupiny liftback. Karoserie automobilu je koncipována jako samonosná, to znamená, že neobsahuje nosný rám. Všechny části podvozku jsou připevněny ke karoserii. Podvozek se skládá z přední a zadní nápravy, odpružení, kol, brzdové soustavy a řízení.

Přední poháněná náprava typu MacPherson, dnes používaná u většiny osobních automobilů, zadní náprava je vlečená víceprvková.

Měřený automobil byl osazený motorem 1,9 TDI. Zkratka TDI je označení používané pro motory s přímým vstřikem nafty, vybavené turbodmychadlem.

Základní údaje

• Délka	4,57	[m]
• Šířka	1,77	[m]
• Výška	1,46	[m]
• Motor – typ	4 – válcový – vznětový	
• Zdvihový objem	1,9	[l]
• Max. výkon	77	[kW]
• Hmotnost	1310	[kg]



Obr. 9 Škoda Octavia [17]

4.3. Návrh metody provozních tvarů kmitů

Pro měření provozních tvarů kmitů a následné zpracování bylo použito hardwarové a softwarové vybavení firem Brüel & Kjær a ADASH s.r.o..

Pro měření vibrací byly použity následující měřicí přístroje:

• Analyzátor	B&K Pulse	3560c
• Akcelerometr	B&K	4750
• Akcelerometr referenční	B&K	4750
• Notebook	Asus	L8400
• Software	B&K Pulse	Pulse LabShop v.12
• Kabely	BNC, LAN	

System PULSE od B&K je univerzální systém, který je možné aplikovat na jednotlivé úlohy orientované na měření vibrací nebo hluku.



Obr. 10 Přenosná jednotka PULSE 3560C pro transformaci signálu [8]

PULSE 3560C je přenosný systém pro komunikaci mezi analyzátozem a akcelerometry. Zajišťuje digitalizaci získaného signálu a ze snímačů ho přenáší do počítače. Součástí systému PULSE, je software LabShop V 10.3.1.20 použitý pro analýzu a záznam dat z měření.

Pro vyhodnocování dat byl použit software od firmy ADASH, který umožňuje kompletní řešení pro vytváření a vyhodnocování dat za pomoci provozních tvarů kmitů. Program (obr. 11) se skládá ze čtyř základních částí, mezi kterými se lze přepínat. Jednotlivé části programu jsou povoleny nebo zakázány a podle stavu rozpracovanosti načteného projektu.



Obr. 11 Prostředí PTK v. 5.00

Editor geometrie

Pomocí Editoru geometrie vytváříme geometrickou podobu měřeného objektu, s jehož pomocí se bude výsledné měření animovat.

Editor směrů

Editor směrů slouží k definici stupňů volnosti na bodech vytvořeného modelu.

B&K Interface

Rozhraní programu, které umožňuje naměřené hodnoty analyzátoru Brüel & Kjaer importovat do Editoru geometrie.

Editor dat PTK

Jestliže máme vytvořenou geometrii a definovány stupně volnosti, lze použít Editor dat PTK. Ten slouží k definici dat získaných při měření pro výběr dominantních frekvencí kmitání.

Animátor

Poslední částí programu je Animátor. Zde lze animovat vytvořený model za pomoci vybraných dominantních frekvencí.

4.4. Volba snímače vibrací

K měření provozních tvarů kmitů byl použit akcelerometr Brüel & Kjær typ 4506 B Miniature Triaxial DeltaTron (obr. 12).

• Frekvenční přenos	0,6 – 3000	[Hz]
• Citlivost	10	[mV/ms ⁻²]
• Maximální provozní hladina	70	[m.s ⁻²]
• Rezonanční frekvence	10,0	[kHz]
• Teplotní rozsah	-54 do 100	[°C]
• Váha	0,015	[kg]
• Rozměry	17 x 17 x 14,5	[mm]



Obr. 12 Skutečné provedení akcelerometru [8]

Pro měření referenčního signálu byl použit akcelerometr Brüel & Kjær typ 4507 B Miniature DeltaTron (obr. 13).

• Frekvenční přenos	0,3 – 6000	[Hz]
• Citlivost	10	[mV/ms ⁻²]
• Maximální provozní hladina	70	[m.s ⁻²]
• Rezonanční frekvence	18,0	[kHz]
• Teplotní rozsah	-54 do 121	[°C]
• Váha	0,005	[kg]
• Rozměry	10 x 10 x 10	[mm]



Obr. 13 Skutečné provedení referenčního akcelerometru [8]

Na dalším obrázku, obr. 14, je znázorněno zapojení analyzátoru s připojenými akcelerometry a notebookem. Takto zapojené přístroje byly použity k měření.



Obr. 14 Zapojení měřicích přístrojů

4.5. Návrh geometrického modelu

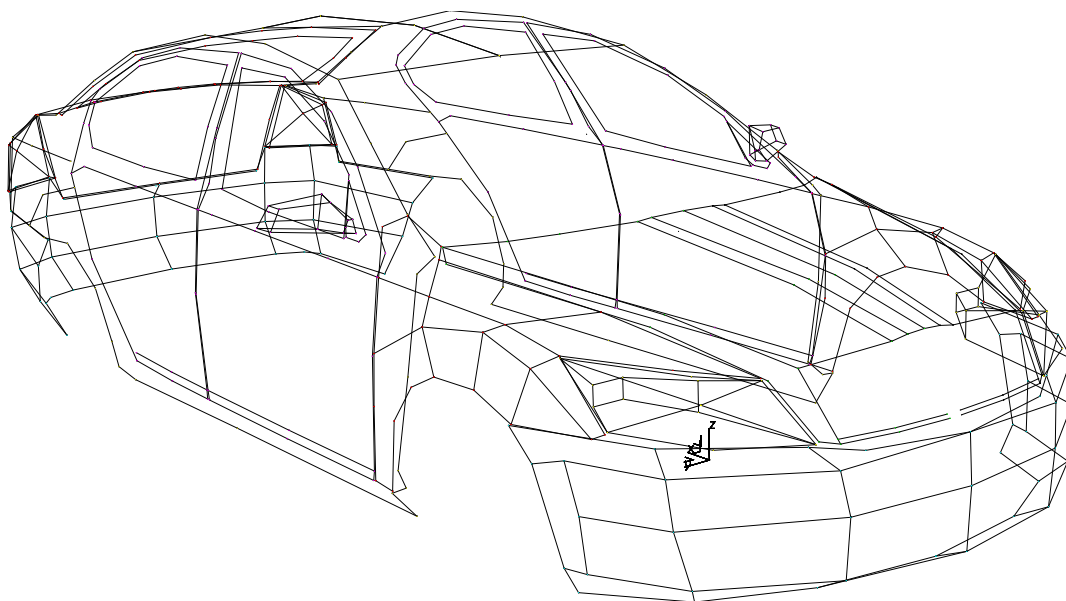
Geometrický model se vytváří jako zjednodušený obraz skutečného objektu za pomoci zvolených bodů a spojníc, čímž vznikne tzv. drátový model. Ten by nám měl při animaci za pomoci softwaru dát dostatečnou představu o průběhu provozních tvarů kmitů měřeného objektu.

Je dobré vytvořit složitější model a ten pak zjednodušovat, než začít s příliš jednoduchým modelem, který by nám mohl způsobit problémy při vyhodnocování daných provozních podmínek. Model je možné během měření nebo vyhodnocování upravovat a není nutné použít všechny zvolené body. Naopak při zjištění nedostatku bodů je možné některé body dodatečně doplnit do již hotového modelu.

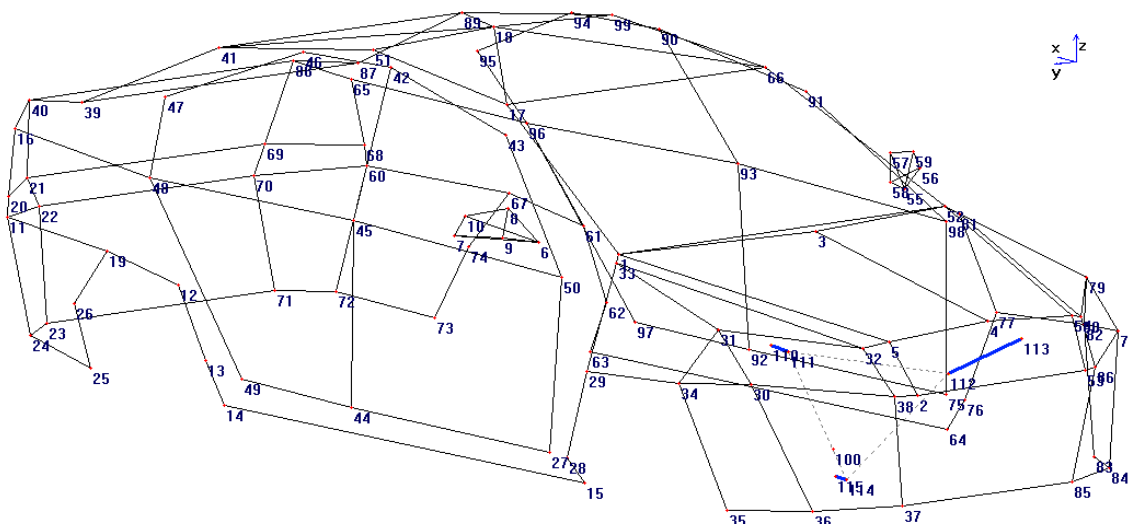
Geometrický model byl vytvořen v kartézské soustavě souřadnic za pomoci softwaru Catia, kde byly zobrazeny zvolené body na automobilu. Poloha počátku souřadného systému byla zvolena v souladu se standardem zavedeným při konstrukci a měření na vozidlech. Počátek leží uprostřed myšlené úsečky, která spojuje středy předních kol automobilu. Orientace jednotlivých os je znázorněna na obr. 16.

Byl vytvořen složitý model automobilu (obr. 15), který se dále zjednodušoval a upravoval, než bylo dosaženo jeho konečné podoby. V tab. 2 je uvedena část bodů a jejich souřadnic, kompletní seznam bodů se souřadnicemi je uveden v Příloze 1.

Souřadnice bodů výsledného modelu byly zadány do Editoru geometrie programu ADASH.



Obr. 15 Předběžný návrh modelu



Obr. 16 Konečná podoba modelu

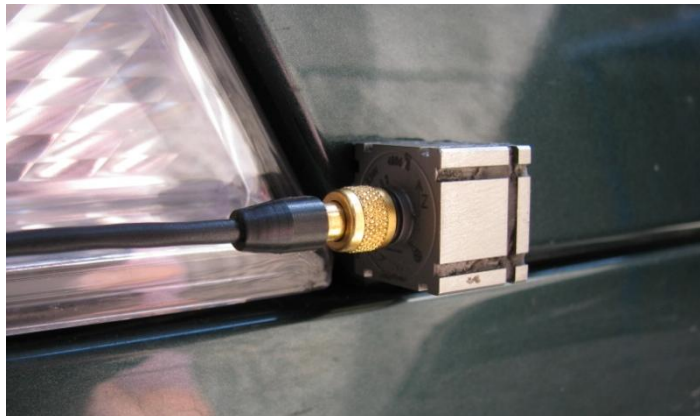
Při zadaných provozních podmínkách je zdrojem vibrací motor. Byly definovány body v místech uložení motoru a převodovky, tj. lůžko motoru, lůžko převodovky a momentová vzpěra. Tato tři uložení drží motor přes pružné členy lůžek, u kterých je možné stanovit přenos vibrací. V místě každého uložení byly vytvořeny dva body, jeden na straně karoserie a druhý na motorové straně.

Bylo potřeba rozlišit části karoserie a části motoru. Body spojené šedou čárkovanou úsečkou jsou body částí lůžek přichycených k motoru. S těmito spojené modrou úsečkou jsou body lůžek náležící karoserii, kde modrá úsečka představuje pružné spojení lůžka motoru.

Číslo bodu	Souřadnice bodů [mm]		
	X	Y	Z
1	265	700	695
2	-856	360	336
3	90	0	715
4	-789	0	535
5	-750	391	504
6	572	783	702

Tab. 2 Souřadnice bodů

Každému bodu byl postupně přiřazen trojosý akcelerometr ve zvoleném směru a uchycen za pomoci včelího vosku. Ukázka přilepení akcelerometru na obr. 17.



Obr. 17 - Přilepení akcelerometru

Nalakovaný povrch automobilu bylo nutno očistit ve všech místech určených pro akcelerometr. To mělo zajistit lepší přilnavost vosku a akcelerometru na povrchu, protože vozidlo bylo běžně používáno v provozu. Stejný postup byl aplikován při umístění snímače pro referenční signál.

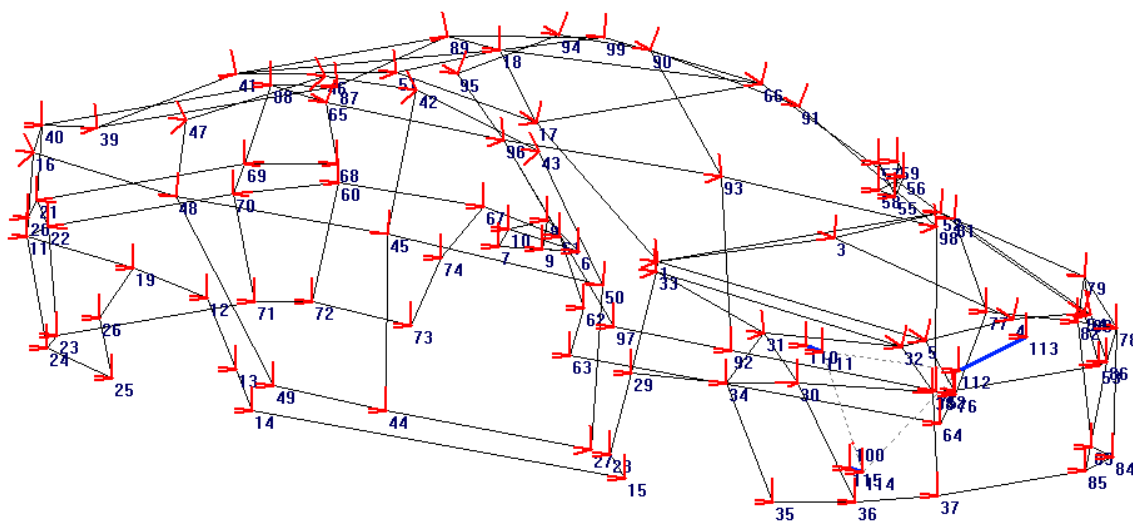
Bod umístění referenčního akcelerometru není na modelu zobrazen, sloužil pouze k porovnávání signálu (určení fáze).

4.6. Volba měřících směrů

Volba počtu měřících směrů a jejich prostorovou orientaci lze libovolně zvolit tak, aby to vyhovovalo aplikaci na objektu a aby byla zajištěna dostatečně přesná reprezentace dynamických vlastností zkoumaného objektu. Nezbytný počet měřících směrů určuje především geometrická složitost modelu a požadované prostorové rozlišení. V některých případech stačí pouze dva měřící směry, aby bylo např. určeno napětí ve spoji.

Podcenění i zdánlivě malého kmitání v jednom směru při dominantním kmitání v jiném směru může znamenat znehodnocení metody. Zejména tehdy, když na začátku není známo nic o skutečné příčině, je nutné měřit všechny tři směry. Ve všech bodech modelu byly zvoleny tři směry kmitání – horizontální, vertikální a axiální směr. Celkem bylo definováno 315 měřících směrů, viz obr. 18.

Je potřeba pečlivě zvolit umístění referenčního bodu, protože referenční směr se porovnává s ostatními měřícími směry. Přirozenou volbou může být bod s maximální odezvou, který zajistí nejlepší poměr signálu a šumu pro měření.



Obr. 18 Definované měřící směry

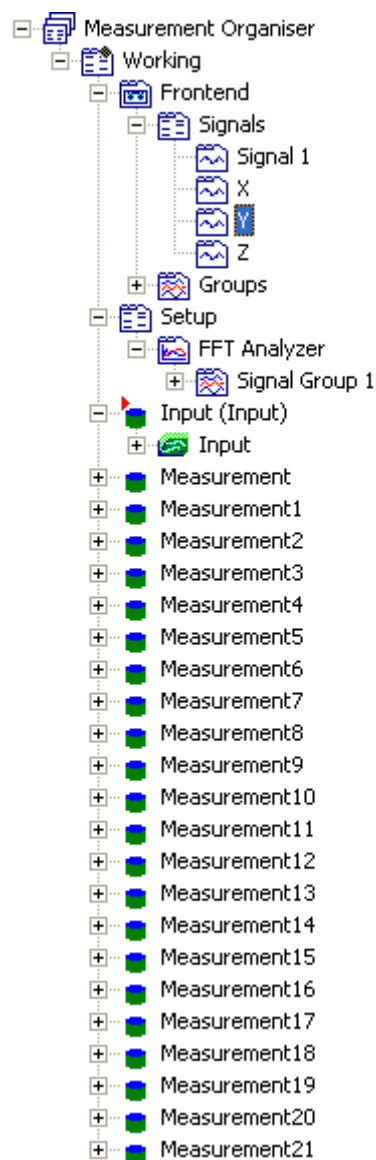
Vzhledem k tomu, že je automobil konstruován s ohledem na funkci, vzhled, bezpečnost a další faktory, jeho karoserie nemá základní geometrické tvary a rovné plochy. Měřící směry byly v měřených bodech upraveny podle polohy souřadného systému snímače, a to tak, aby poloha odpovídala skutečné poloze na vozidle.

4.7. Metodika měření

Budeme vyšetřovat provozní tvary kmitů osobního automobilu při volnoběžných otáčkách. Měření bylo provedeno systémem PULSE od firmy Brüel & Kjær. Samostatný projekt pro měření provozních tvarů kmitů byl jednoduchý. Na obr. 19 je schéma celého projektu v programu LabShop se záznamem dat. Na vstupu byl „Frontend“ resp. analyzátor. V něm byla vytvořena skupina „Signals“. Ta obsahuje signály získané z měřících snímačů - položky „Signal 1“, „X“, „Y“ a „Z“. Dále bylo do analýzy vloženo nastavení FFT Analyzátoru, do kterého vstupovaly signály ze snímačů.

Nastavení FFT analyzátoru bylo následující:

- Frekvenční rozsah 0 – 400 Hz
- Počet průměrování 100
- Provozní otáčky 900 min⁻¹
- Časová váhová funkce Hanning



Takto sestavený projekt byl připraven ke spuštění. *Obr. 19 Strom projektu*
Jednotlivá měření pro zvolené body se ukládala do stromu projektu pod názvem „Measurement1“ až „Measurement118“.

Umísťování akcelerometru bylo provedeno podle vytvořeného geometrického modelu viz předchozí kapitola 4.6. Referenční akcelerometr byl umístěn na levý podélník samonosné karoserie, blízko uložení motoru jako místo s nejlepším poměrem signálu a šumu. Akcelerometr referenčního signálu neměnil při přemisťování druhého akcelerometru svou polohu.

Průběh měření byl takový, že podle čísla bodu, který chceme měřit, určíme z geometrického modelu jeho umístění na vozidle. V tomto místě očistíme povrch a přilepíme akcelerometr za pomoci včelího vosku. Poté je spuštěn záznam dat. Úspěšné měření ve zvoleném bodě je uloženo do stromu projektu.

Snímač vibrací byl takto v průběhu měření postupně přesouván na předem nadefinovaná místa, než byly změřeny všechny definované body. K samotnému měření provozních tvarů kmitu stačila obsluha pouze jedné osoby. Příprava měření a samotné měření trvalo přibližně šest hodin.

Na obrázku, obr. 20, je měřené vozidlo zaparkováno nad montážní jámou a připraveno k měření.



Obr. 20 Měřený automobil

Při průběhu měření bylo nutné zajistit konstantní vstupní podmínky. Problém mohl nastat s ventilátorem chladiče, který se zapíná podle teploty chladicí kapaliny.

Jelikož automobil stojí na místě, nedochází k jeho ochlazování proudem vzduchu. Při ochlazování motoru ventilátorem by docházelo k jeho pravidelnému zapínání a vypínání. Otáčky ventilátoru by způsobovaly vibrace a jejich přenos na karosérii automobilu, tak že by jeho vliv znehodnotil celé měření.

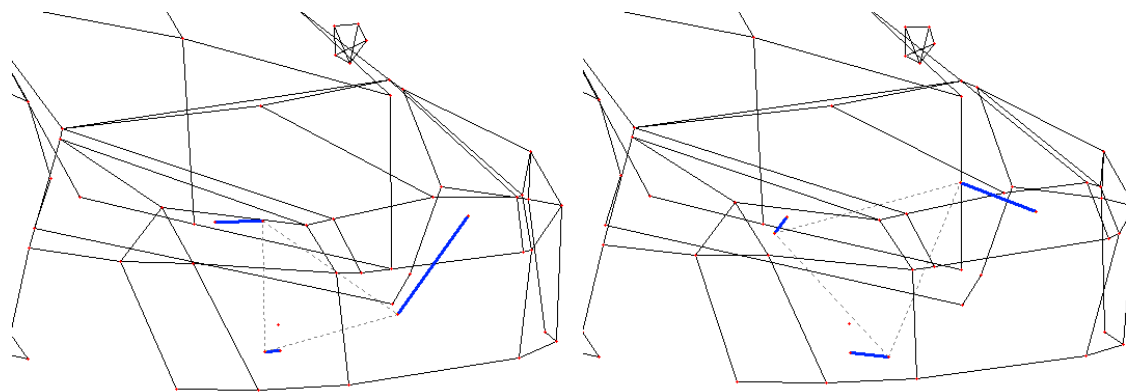
Po spuštění měření se teplota motoru ustálila na provozní teplotě kolem 90°C a nedocházelo tím k přehřátí motoru, tedy ani k zapnutí ventilátoru.

5. Vyhodnocení měření

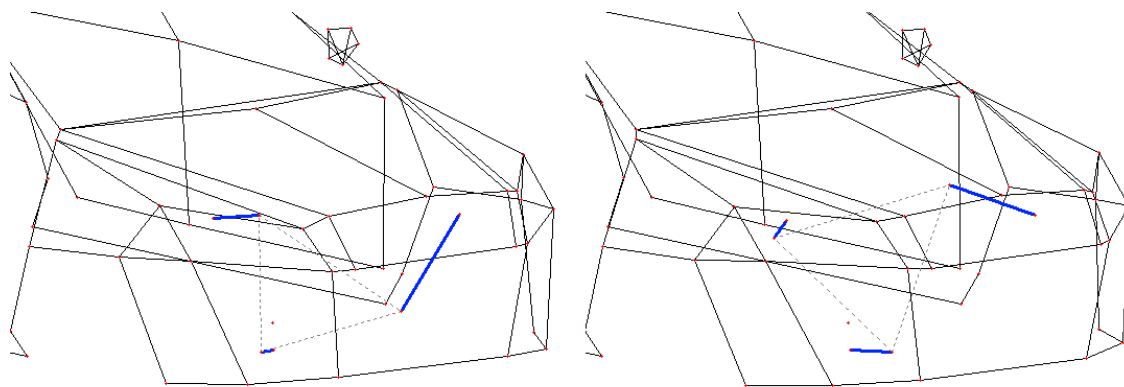
Každý měřený bod měl své multispektrum. Dále byla automaticky zhotovena vzájemná fázová spektra všech bodů a směrů vzhledem k referenčnímu. Cílem bylo zobrazit průběhy provozních tvarů kmitů karoserie a uložení motoru na vybraných frekvencích.

Na obr. 23 je uvedeno spektrum měřených vibrací automobilu. Z obrázku je patrné, že vibrace jsou výrazné na otáčkové a dvojnásobné otáčkové frekvenci. U spalovacích motorů dochází za provozu ke vzniku buzení od klikového hřídele, které se s dalšími setrvačnými silami přenáší do pevné části motoru. V praxi se motory vyvažují na otáčkové frekvenci a však méně na dvojnásobné. Setrvačné síly dalších násobků otáčkové frekvence mívají velmi malé amplitudy, proto byly pro animaci zvoleny tyto dvě frekvence, otáčková 27,5 Hz a dvojnásobná otáčková 55,5 Hz.

Jednotlivé provozní tvary jsou jako animace součástí příloh této diplomové práce. Následující obrázky, obr. 21 a obr. 22 ukazují přední část modelu v krajních polohách.



Obr. 21 Provozní tvary kmitů přední části automobilu pro frekvenci 27,5 Hz



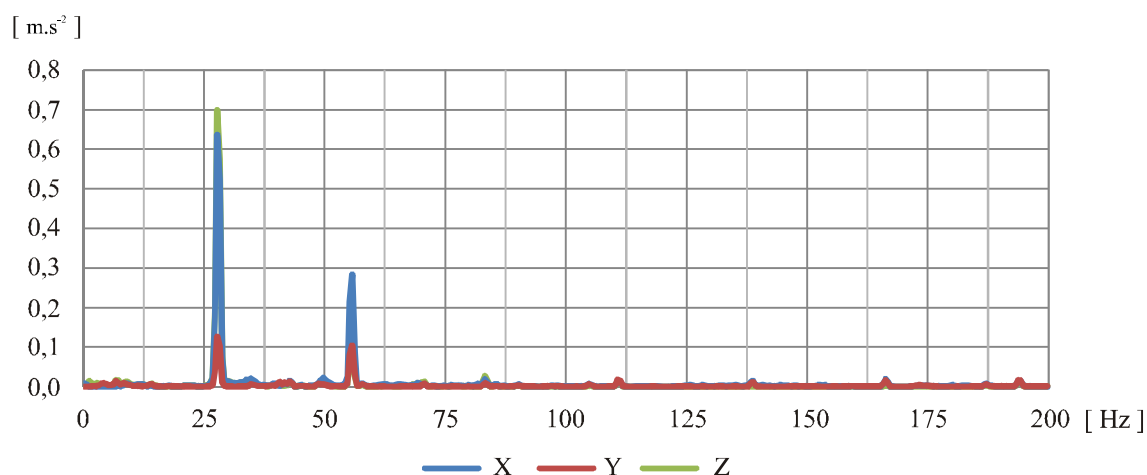
Obr. 22 Provozní tvary kmitů přední části automobilu pro frekvenci 55,5 Hz

Vizualizace provozních tvarů kmitů automobilu prokázala rozdíly mezi zjišťovanými frekvencemi. Zjištěné tvary kmitů se v některých místech lišily pouze v amplitudách kmitání. Velký rozdíl byl však patrný při srovnání tvarů kmitů přední části karoserie, která je nejvíce ovlivněna vibracemi od motoru.

I když je automobil opticky symetrický, jeho hmotnostní symetrie takto dokonalá není. Díky tomu nejsou symetrické ani tvary kmitů.

Body 4, 54, 80 a 86 vpředu a 65, 87 a 88 zadní levé části modelu jsou nejvíce citlivé na frekvenci 27,5 Hz. Naopak při frekvenci 55,5 Hz mají zvýšené hodnoty amplitud body 83, 84 a 85 spodní části nárazníku a body zpětných zrcátek. Zbývající body modelu vykazují nárůst zrychlení na obou sledovaných frekvencích. Při celkovém zhodnocení však tvary kmitů vykazují hladké a plynulé pohyby bez rázovitých změn.

Nejvyšší hodnoty amplitud karoserie byly lokalizovány v bodě č. 53 na frekvenci 27,5 Hz. Pro frekvenci 55,5 Hz byla nejvyšší hodnota v bodě č. 84.



Obr. 23 Změřené frekvenční spektrum bodu č. 53

Největších amplitud dosahují body lůžek na motorové straně. Díky pružnému materiálu, který slouží jako tlumící člen v lůžkách dochází k výraznému útlumu vibrací od motoru, a tím i k minimálnímu přenosu do karoserie vozidla.

Číslo bodu	Amplitudy [m.s ⁻²]		
	X	Y	Z
111	1,9681	0,5631	2,2413
112	1,6710	1,0825	3,3674
114	2,2090	0,3206	0,2860

Tab. 3 Amplitudy lůžek na straně motoru - netlumená část, 27,5hz

Číslo bodu	Amplitudy [m.s ⁻²]		
	X	Y	Z
110	0,1118	0,1065	0,0986
113	0,0825	0,1486	0,1256
115	0,0442	0,0840	0,0746

Tab. 4 Amplitudy lůžek na straně karoserie - tlumená část, 27,5 Hz

Následující tabulka zobrazuje procentuální útlum jednotlivých lůžek pro měřené směry.

Uložení	Útlum [%]		
	X	Y	Z
lůžko motoru	94	81	96
lůžko převodovky	95	86	96
momentová vzpěra	98	74	74

Tab. 5 Procentuální útlum jednotlivých lůžek, 27,5 Hz

Uložení	Útlum [%]		
	X	Y	Z
lůžko motoru	97	86	89
lůžko převodovky	98	98	97
momentová vzpěra	99	90	96

Tab. 6 Procentuální útlum jednotlivých lůžek, 55,5 Hz

Z tab. 5 a tab. 6 vyplývá, že útlum jednotlivých lůžek je dostatečný v požadovaných směrech. Pro lůžko motoru a převodovky jsou hlavní směry x a y pro zachycení torzních sil od motoru. Pro momentovou vzpěru je hlavní směr x .

Lze říci, že metoda neprokázala slabá místa v konstrukci, problém způsobený vadnou montáží nebo jiný závažný problém. Kompletní výstup dat z měření je uveden v přílohách této diplomové práce. Jsou zde uloženy výsledné animace provozních tvarů kmitů, seznam souřadnic zvolených bodů drátového modelu a k těmto bodům přiřazeny amplitudy a fáze pro zvolené frekvence 27,5 Hz a 55,5 Hz.

6. Závěr

Předložená diplomová práce se zabývala využitím provozních tvarů kmitů při aplikaci na osobním automobilu. V teoretické části této diplomové práce byl proveden popis základních pojmů z této oblasti. V první části byly vysvětleny postupy pro měření a zpracovávání signálu. Ve druhé polovině byla pozornost věnována praktickému uplatnění provozních tvarů kmitů.

V praktické části bylo provedeno měření provozních tvarů kmitů na vozidle ve vybraných bodech na karoserii a na bodech motoru. Měření bylo provedeno při nastartovaném vozidle a volnoběžných otáčkách. Měření prokázala výskyt zvýšených amplitud sledovaných veličin na frekvenci 27,5 Hz a 55,5 Hz.

Provozní tvary kmitů je možné sledovat na obr. 21 a obr. 22 v předchozí kapitole. Naměřené hodnoty na otáčkové frekvenci, resp. dvojnásobné otáčkové, která může být hůře vyvážená, neprokázali výskyt problému. Lze z toho usoudit, že uložení motoru do karoserie nejeví známky žádné závady nebo vadné montáže.

Z měření vzešel problém s natočením akcelerometru oproti zvolenému souřadnému systému. Při takto vysokém počtu měřených bodů by bylo dobré využít upínacího přípravku se sférickým kloubem. Výhoda tohoto přípravku spočívá v tom, že umožňuje ztotožnit souřadný systém použitého akcelerometru se souřadným systémem automobilu, resp. vytvořeného drátového modelu.

Na základě této diplomové práce je možné si udělat představu o podobném měření v rozsáhlejší měřítku. Výsledky mohou sloužit jako zdroj informací vedoucí k zaměření dalšího měření automobilu jen na určitou jeho část.

Použití metody provozních tvarů kmitů není určeno pro úzký okruh odborníků. Grafický výstup metody je lehce srozumitelný i pro ty, kdo mají základní znalosti o vibrační diagnostice. V praxi je tato vlastnost velmi důležitá, protože mnohdy je nejtěžším úkolem přesvědčit management o nutnosti změny. Poznatky z provedeného měření by měly být do budoucna přínosem pro aplikaci provozních tvarů kmitů na vozidlech.

7. Literatura

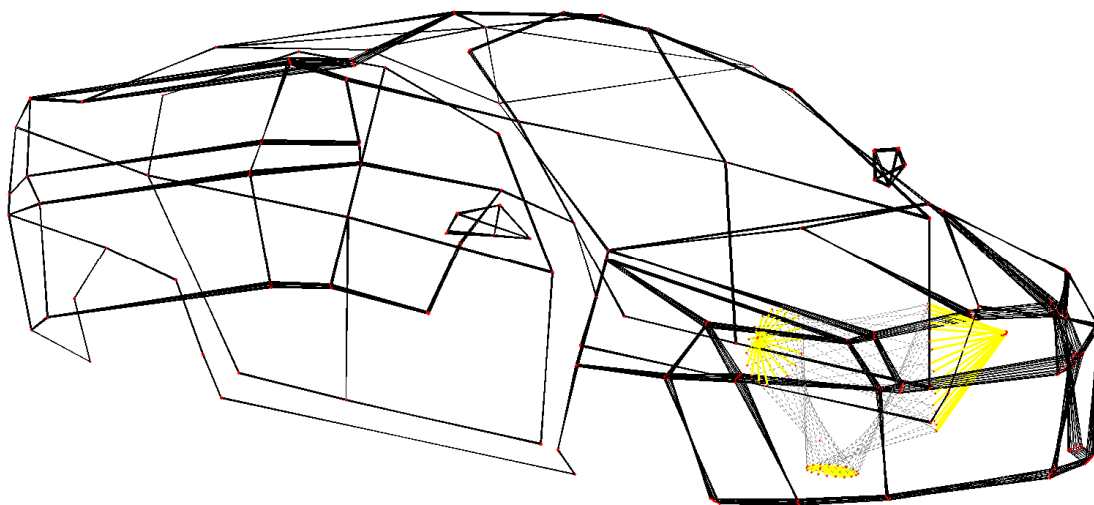
- [1] HELEBRANT, F, ZIEGLER, J. *Technická diagnostika a spolehlivost II. : Vibrodiagnostika*. VŠB-TU Ostrava , 2004. 173 s. ISBN 80-248-0650-9.
- [2] SKF Condition monitoring, : Průvodce vibrační diagnostikou. Vydalo DIF s.r.o 1994 Praha ,CM 5003-CZ . 49s
- [3] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných mechanických systémů užitím FFT*. 2.vyd. Praha : Sdělovací technika s.r.o., 1997. 174 s. ISBN 80-90-1936-1-7.
- [4] BILOŠ, J.: Autoreferát doktorské disertační práce – Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitu. Liberec 1993.
- [5] *Experimentální modální analýza* [online]. 2009 [cit. 2009-08-21]. Dostupný z WWW:
<http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/PR_3.pdf>.
- [6] *Provozní tvary kmitů* [online]. 2005 [cit. 2009-08-21]. Dostupný z WWW:
<http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_modalni_analyza/PR_12.pdf>
- [7] DØSSING, Ole. *Structural stroboscopy : Measurement of Operational Deflection Shapes, Sound and vibration*. 1st edition. Nærum : Brüel & Kjær, 1988. 42 s.
- [8] *Operating Deflection Shapes Analysis* [online]. Brüel & Kjær, c2009 [cit. 2009-08-24] . Dostupný z WWW:
<<http://www.bksv.com/Products/PULSEAnalyzerPlatform/PULSESolutionsOverview/StructuralDynamics/OperatingDeflectionShapesAnalysis.aspx>>.
- [9] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. 2. vyd. Praha : ČVUT, 1934. 154 s. ISBN 80-01-02333-8.
- [10] NOVÁK, Jan. *Ekosoft : software pro akustiku a vibrace* [online]. 2009 [cit. 2009-08-25]. Dostupný z WWW: <<http://www.c-mail.cz/ekosoft/ptk.htm>>.
- [11] DØSSING, Ole. *Measuring Vibration*. 1st edition. Nærum : Brüel & Kjær, 1982. 40 s.

- [12] BILOŠ, J, LABAJ, J, LIPUS, T. *Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů*. DIAGO, 1991. 93 s.
- [13] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 1. vyd. Brno : Vlk, 2003. 791s. ISBN 80-238-9681-4.
- [14] *Snímače vibrací a úprava signálu* [online]. 2009 [cit. 2009-08-21]. Dostupný z WWW: < fs1.vsb.cz/6_TUMA_ZPRSIGN/Teorie/VIB2_snimace_cz.pdf>.
- [15] DØSSING, Ole. *Structural Testing : Part I: Mechanical Mobility Measurements*. 1st edition. Nærum : Brüel & Kjær, 1988. 47 s.
- [16] DØSSING, Ole. *Structural Testing : Part II: Modal Analysis and Simulation*. 1st edition. Nærum : Brüel & Kjær, 1988. 53 s.
- [17] *Škoda Auto a.s.* [online]. 2009 [cit. 2009-08-21]. Dostupný z WWW: <<http://www.skoda-auto.cz/CZE/model/newoctavia/look/Pages/look.aspx>>.

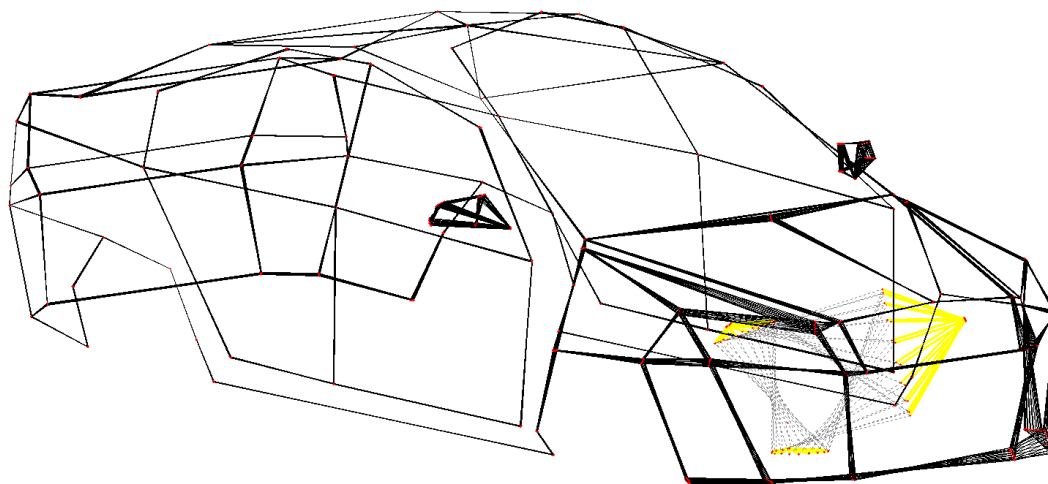
Seznam příloh

<i>Příloha 1</i>	Obrázky animace
<i>Příloha 2</i>	Seznam bodů a souřadnic
<i>Příloha 3</i>	Výkres SN2KIT01K - A1 - 01
<i>Příloha 4</i>	CD - ROM

Příloha 1 – Obrázky animace



Obr. 24 Strobovaná animace - 27,5 Hz



Obr. 25 Strobovaná animace - 55,5 Hz

Příloha 2 - Seznam bodů a souřadnic

Číslo bodu	Souřadnice bodů [mm]		
	X	Y	Z
1	265	700	695
2	-856	360	336
3	90	0	715
4	-789	0	535
5	-750	391	504
6	572	783	702
7	748	999	725
8	689	818	804
9	701	831	704
10	738	962	786
11	3303	769	414
12	2313	870	333
13	2184	859	97
14	2179	784	-59
15	347	777	-71
16	3323	722	702
17	1007	554	1077
18	1739	0	1175
19	2685	863	394
20	3306	764	482
21	3514	511	487
22	3511	458	388
23	3437	487	11
24	3323	654	3
25	2917	737	-41
26	2873	843	192
27	439	848	27
28	345	853	21
29	216	877	329
30	-514	786	373
31	-352	788	533
32	-705	467	485
33	233	734	671
34	-243	870	351
35	-393	787	-62
36	-648	636	-47
37	-784	362	-44
38	-822	430	336
39	3133	591	800

40	3433	566	767
41	2521	520	1059
42	1577	575	1125
43	907	643	998
44	1449	851	40
45	1471	824	659
46	2025	576	1118
47	2619	669	899
48	2532	807	655
49	2018	842	56
50	408	823	611
51	1742	512	1156
52	265	-700	695
53	-856	-360	336
54	-750	-391	504
55	572	-783	702
56	748	-999	725
57	689	-818	804
58	701	-831	704
59	738	-962	786
60	3303	-769	414
61	2313	-870	333
62	2184	-859	97
63	2179	-784	-59
64	347	-777	-71
65	3323	-722	702
66	1007	-554	1077
67	2685	-863	394
68	3306	-764	482
69	3514	-511	487
70	3511	-458	388
71	3437	-487	11
72	3323	-654	3
73	2917	-737	-41
74	2873	-843	192
75	439	-848	27
76	345	-853	21
77	216	-877	329
78	-514	-786	373
79	-352	-788	533
80	-705	-467	485
81	233	-734	671
82	-243	-870	351
83	-393	-787	-62

84	-648	-636	-47
85	-784	-362	-44
86	-822	-430	336
87	3133	-591	800
88	3433	-566	767
89	2521	-520	1059
90	1577	-575	1125
91	907	-643	998
92	1449	-851	40
93	1471	-824	659
94	2025	-576	1118
95	2619	-669	899
96	2532	-807	655
97	2018	-842	56
98	408	-823	611
99	1742	-512	1156
100	0	0	0
110	-258	485	437
111	-268	419	407
112	-198	-326	241
113	-318	-539	349
114	34	-85	-115
115	95	-85	-113